

МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ ПРОМЫШЛЕННОГО ОБОРУДОВАНИЯ

УДК 629.114.026

Александров Е.Е., Александрова Т.Е., Галушка Ю.В., Костяник И.В., Олиарник Б.А.,
Слюсаренко Ю.А.**ИМИТАЦИОННАЯ МОДЕЛЬ КРИВОЛИНЕЙНОГО ДВИЖЕНИЯ
ГУСЕНИЧНОЙ МАШИНЫ СО СТУПЕНЧАТОЙ ТРАНСМИССИЕЙ**

Постановка задачи. Современная гусеничная машина является сложной динамической системой, содержащей взаимодействующие между собой агрегаты – двигатель внутреннего сгорания, трансмиссию, ходовую часть, на которой с помощью упругих и демпфирующих элементов укреплен подрессоренная часть корпуса. При движении гусеничной машины по пересеченной местности все эти элементы взаимодействуют друг с другом таким образом, что невозможно исследовать работу одного из агрегатов без учета работы всех остальных агрегатов. Особенно это касается разработки систем автоматического управления двигателем, трансмиссией и ходовой частью, когда составляется математическая модель объекта управления, который представляет собой не отдельный агрегат, а совокупность всех агрегатов в их взаимодействии. Последние разработки в области параметрического синтеза сложных технических систем [1] показали, что декомпозиция таких систем на отдельные агрегаты приводит к неэффективным результатам решения задач параметрического синтеза. С другой стороны, возможности современных ЭВМ в полной мере позволяют использовать методы теории сложных систем, в частности, методы имитационного моделирования, основанные на использовании математических моделей возмущенного движения объекта в случайной внешней среде с последующей параметрической оптимизацией объекта путем использования теории факторного эксперимента. Таким образом, целью настоящей работы является составление математической модели возмущенного движения гусеничной машины и формирование внешних воздействий на машину при движении ее по пересеченной местности.

Обобщенная структурная схема моделируемого объекта. На рис. 1 представлена обобщенная структурная схема гусеничной машины со ступенчатой трансмиссией, выполненной по бортовой схеме и содержащей две ступенчатые коробки передач по правому и левому бортам машины и два бортовых редуктора, через которые энергия от двигателя внутреннего сгорания передается к ведущим колесам правого и левого бортов.

Крутящий момент $M_{1\dot{A}}$, развиваемый дизелем, зависит от угловой скорости коленчатого вала $\omega_1(t)$ и положения рейки топливного насоса $h(t)$. Эта зависимость носит сложный характер. В работе [2] предложены аппроксимирующие зависимости для величины $M_{1\dot{A}}$. Так, для дизеля 6ТД аппроксимирующая формула имеет следующий вид:

$$M_{1\dot{A}}[\omega_1(t), h(t)] = -1,76 \cdot 10^5 [h(t - \tau) - 0,024] \times \\ \times [1 + 0,0033\omega_1(t) - 0,000011\omega_1^2(t)], \quad (1)$$

где τ – время запаздывания между перемещением рейки топливного насоса и реализацией соответствующего этому перемещению крутящего момента.

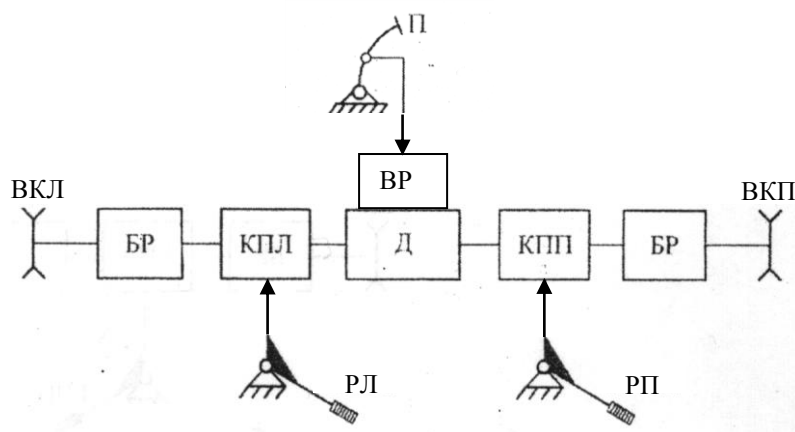


Рисунок 1 – Структурная схема объекта:

П – педаль управления подачей топлива; РП, РЛ – рычаги управления поворотом;
 Д – двигатель внутреннего сгорания; ВР – всережимный регулятор топливоподачи;
 КПП, КПЛ – бортовые коробки передач; БР – бортовой редуктор;
 ВКП, ВКЛ – ведущие колеса машины по правому и левому бортам

Угловые скорости ведущих колес гусеничной машины $\omega_{2\bar{I}}(t)$ и $\omega_{2\bar{E}}(t)$ связаны с угловой скоростью коленчатого вала $\omega_1(t)$ функциями

$$\omega_{2\bar{I}}(t) = i_{\bar{I}}^j \cdot i_{AD} \cdot \omega_1(t); \quad (2)$$

$$\omega_{2\bar{E}}(t) = i_{\bar{E}}^k \cdot i_{AD} \cdot \omega_1(t), \quad (3)$$

где $i_{\bar{I}}^j$ – передаточное отношение коробки передач по правому борту машины при включенной j -той передаче; $i_{\bar{E}}^k$ – передаточное отношение коробки передач по левому борту при включенной k -той передаче; i_{AD} – передаточное отношение бортового редуктора. При повороте вправо забегающим является левый борт. При этом имеет место соотношение $j=k-1$. При повороте влево забегающим бортом является правый $j=k+1$. Прямолинейное движение гусеничной машины осуществляется при одинаковых передаточных отношениях коробок передач правого и левого бортов $j=k$.

Активные моменты на ведущих колесах гусеничной машины $M_{2\bar{A}\bar{I}}$ и $M_{2\bar{A}\bar{E}}$ связаны с моментом $M_{1\bar{A}}$, развиваемым дизелем, следующими функциями[3]:

$$M_{2\bar{A}\bar{I}} = \frac{M_{1\bar{A}} (\eta_{AD} \eta_{\bar{I}}^j)^{\text{sign} N_{\bar{I}}}}{2 i_{\bar{I}}^j \cdot i_{AD}}; \quad (4)$$

$$M_{2\bar{A}\bar{E}} = \frac{M_{1\bar{A}} (\eta_{AD} \eta_{\bar{E}}^k)^{\text{sign} N_{\bar{E}}}}{2 i_{\bar{E}}^k \cdot i_{AD}}, \quad (5)$$

где η_{AD} – к.п.д. бортового редуктора; $\eta_{\bar{I}}^j$, $\eta_{\bar{E}}^k$ – к.п.д. бортовых коробок передач по правому и левому бортам машины.

Величины $N_{\bar{I}}$ и $N_{\bar{E}}$ в формулах (4), (5) это суммарные потоки активных мощностей и мощностей сопротивлений по правому и левому бортам машины

$$N_{\bar{I}} = N_{2\bar{A}\bar{I}} - N_{2\bar{I}\bar{I}} = (M_{2\bar{A}\bar{I}} - M_{2\bar{I}\bar{I}}) \omega_{2\bar{I}}(t); \quad (6)$$

$$N_{\bar{E}} = N_{2\bar{A}\bar{E}} - N_{2\bar{I}\bar{E}} = (M_{2\bar{A}\bar{E}} - M_{2\bar{I}\bar{E}}) \omega_{2\bar{E}}(t), \quad (7)$$

где $M_{2\dot{I}\ddot{I}}$, $M_{2\dot{I}\ddot{E}}$ – моменты нагрузки на ведущих колесах машины.

Если $N_{\dot{I}} \geq 0$; $N_{\ddot{E}} \geq 0$, то имеет место тяговый режим работы машины, при котором активная мощность на ведущих колесах больше или равна мощности сопротивлений. При этом скорость движения машины возрастает или остается неизменной.

Если $N_{\dot{I}} < 0$; $N_{\ddot{E}} < 0$, то имеет место режим торможения двигателем, при котором активная мощность на ведущих колесах меньше мощности сопротивлений. Скорость движения машины при этом уменьшается.

Если $N_{\dot{I}} > 0$; $N_{\ddot{E}} < 0$ или $N_{\dot{I}} < 0$; $N_{\ddot{E}} > 0$, то имеет место режим поворота с рекуперацией мощности, причем в первом случае забегающим является правый борт машины, а во втором – левый.

Момент нагрузки на коленчатом валу двигателя связан с моментами нагрузки на ведущих колесах $M_{2\dot{I}\ddot{I}}$ и $M_{2\dot{I}\ddot{E}}$ следующими соотношениями [4]:

$$M_{1\dot{I}} = \frac{M_{2\dot{I}\ddot{I}} \cdot \dot{i}_{\dot{I}}^j \cdot \dot{i}_{\dot{A}D}}{(\eta_{\dot{A}\ddot{I}} \eta_{\dot{A}D} \eta_{\dot{I}}^j)^{\text{sign} N_{\dot{I}}}} + \frac{M_{2\dot{I}\ddot{E}} \cdot \dot{i}_{\ddot{E}}^k \cdot \dot{i}_{\dot{A}D}}{(\eta_{\dot{A}\ddot{E}} \eta_{\dot{A}D} \eta_{\ddot{E}}^k)^{\text{sign} N_{\ddot{E}}}}, \quad (8)$$

где $\eta_{\dot{A}\ddot{I}}$, $\eta_{\dot{A}\ddot{E}}$ – к.п.д. гусениц по правому и левому бортам машины.

И, наконец, воспользовавшись результатами работы [4], запишем расчетные соотношения для моментов нагрузки на ведущих колесах машины:

$$M_{2\dot{I}\ddot{I}} = \left(\frac{I_2}{4} + I_i \frac{r^2}{B^2} \right) \frac{d\omega_{2\dot{I}}(t)}{dt} + \left(\frac{I_2}{4} - I_i \frac{r^2}{B^2} \right) \frac{d\omega_{2\ddot{E}}(t)}{dt} + \\ + M_{2\ddot{N}\ddot{I}}(t) + M_C \frac{r}{B} \text{sign} \dot{\psi}(t); \quad (9)$$

$$M_{2\dot{I}\ddot{E}} = \left(\frac{I_2}{4} - I_i \frac{r^2}{B^2} \right) \frac{d\omega_{2\dot{I}}(t)}{dt} + \left(\frac{I_2}{4} + I_i \frac{r^2}{B^2} \right) \frac{d\omega_{2\ddot{E}}(t)}{dt} + \\ + M_{2\ddot{N}\ddot{E}}(t) - M_C \frac{r}{B} \text{sign} \dot{\psi}(t), \quad (10)$$

где $M_{2\ddot{N}\ddot{I}}(t)$, $M_{2\ddot{N}\ddot{E}}(t)$ – моменты сопротивления перематыванию гусениц по правому и левому борту, определяемые формулами:

$$M_{2\ddot{N}\ddot{I}}(t) = \frac{G}{2} \left[1 + \frac{2V(t)\dot{\psi}(t)H}{gB} \right] f_{\ddot{I}} r, \quad (11)$$

$$M_{2\ddot{N}\ddot{E}}(t) = \frac{G}{2} \left[1 - \frac{2V(t)\dot{\psi}(t)H}{gB} \right] f_{\ddot{E}} r. \quad (12)$$

В формулах (9)-(12) приняты следующие обозначения: G – вес гусеничной машины; r – радиус ведущего колеса; B – ширина колеи; H – расстояние от поверхности грунта до центра масс машины; $f_{\ddot{I}}$, $f_{\ddot{E}}$ – коэффициенты сопротивления движению машины; g – ускорение силы тяжести; I_i – момент инерции машины относительно

вертикальной оси, проходящей через центр тяжести; I_2 – приведенный к ведущим колесам момент инерции машины, учитывающий инерцию поступательного движения массы, а также вращающихся масс гусеничного движителя и определяемый формулой

$$I_2 = \frac{Gr^2}{g} + 2 \left(m_{\bar{A}} r^2 + I_{\bar{A}\hat{E}} + I_{\hat{I}\hat{E}} \frac{r^2}{r_{\hat{I}\hat{E}}^2} + n \cdot I_{\hat{I}\hat{E}} \frac{r^2}{r_{\hat{I}\hat{E}}^2} \right), \quad (13)$$

где $m_{\bar{A}}$ – масса гусеницы; $I_{\bar{A}\hat{E}}, I_{\hat{I}\hat{E}}, I_{\hat{I}\hat{E}}$ – моменты инерции относительно оси вращения ведущего колеса, направляющего колеса и опорного катка соответственно; $r_{\hat{I}\hat{E}}, r_{\hat{I}\hat{E}}$ – радиусы направляющего колеса и опорного катка; n – число опорных катков по одному борту машины; M_C – момент сопротивления повороту машины, определяемый формулой

$$M_C = \frac{\mu \cdot G \cdot L}{4} k_C, \quad (14)$$

где L – длина опорной ветви гусеницы; μ – коэффициент сопротивления повороту, определяемый формулой

$$\mu = \frac{\mu_{\max}}{a_{\mu} + (1 - a_{\mu}) \frac{R_3}{B} - b_{\mu} \left(\frac{R_3^2}{B^2} - 1 \right)}, \quad (15)$$

где коэффициенты $\mu_{\max}, a_{\mu}, b_{\mu}$ определяются свойствами грунта, а величина R_3 представляет собой радиус поворота по забегающему борту

$$R_3 = \frac{V(t)}{\dot{\psi}(t)} + 0,5B. \quad (16)$$

Коэффициент k_C в формуле (14) равен

$$k_C = \frac{[L^2 + 4x_O^2(t)] \cdot [L^2 + 4x_{\bar{A}}x_O(t)]}{L^4}, \quad (17)$$

где $x_{\bar{A}}$ – величина смещения центра масс машины относительно середины опорных поверхностей гусениц; x_O – величина смещения полюса поворота гусеницы относительно середины опорной поверхности гусеницы, причем

$$x_O(t) = \frac{V^2(t)L}{2\mu Rg}. \quad (18)$$

В формулах (9)-(12), (16) и (18) через $V(t)$ обозначена скорость движения центра масс гусеничной машины, а через $\dot{\psi}(t)$ – угловая скорость поворота корпуса машины.

Математическая модель возмущенного движения гусеничной машины. При движении гусеничной машины по пересеченной местности водитель при выборе траектории движения манипулирует педалью управления подачей топлива и рычагами переключения передач. С помощью этих органов управления водитель задает требуемую

скорость движения центра масс $V(t)$ и угловую скорость поворота корпуса машины, а, следовательно, и текущий радиус поворота $R(t)$

$$R(t) = \frac{V(t)}{\dot{\psi}(t)}. \quad (19)$$

Запишем уравнение динамического равновесия коленчатого вала двигателя внутреннего сгорания

$$I_1 \frac{d\omega_1(t)}{dt} = M_{1\ddot{A}} [\omega_1(t), h(t)] - M_{1\dot{I}}, \quad (20)$$

где I_1 – приведенный к коленчатому валу момент инерции подвижных частей дизеля.

Активный момент и момент нагрузки, входящие в правую часть уравнения (20), определяются формулами (1) и (8).

В правую часть формулы (1) входит переменная $h(t)$, определяющая положение рейки топливного насоса дизеля. Это положение устанавливается всережимным регулятором дизеля и определяется настройкой всережимного регулятора, задаваемой педалью управления подачей топлива, и значением угловой скорости коленчатого вала дизеля. В общем случае уравнение динамики всережимного регулятора записывается в виде дифференциального уравнения в неявной форме

$$\Phi[h^{(m)}(t), h^{(m-1)}(t), \dots, h'(t), h(t)] = f[\omega_1(t), \alpha(t)], \quad (21)$$

где $\alpha(t)$ – настройка всережимного регулятора.

Моменты нагрузки на ведущих колесах $M_{2\dot{I}}$ и $M_{2\dot{E}}$ определяются формулами (9)-(18) и, в конечном итоге, определяются свойствами грунта и рельефом местности (коэффициенты $f_{\dot{I}}, f_{\dot{E}}, \mu_{\max}, a_{\mu}, b_{\mu}$), конструктивными особенностями машины (величины $G, I_2, I_{\dot{I}}, m_{\ddot{A}}, L, r, r_{\dot{I}\dot{E}}, r_{\dot{I}\dot{E}}, B, H, x_{\ddot{A}}$), а также параметрами движения гусеничной машины (скоростью движения центра масс $V(t)$ и угловой скоростью поворота корпуса $\dot{\psi}(t)$), которые определяются соотношениями

$$V(t) = 0,5r \cdot i_{\ddot{A}\dot{D}} [i_{\dot{I}}^j + i_{\dot{E}}^k] \omega_1(t); \quad (22)$$

$$\dot{\psi}(t) = \frac{r}{B} \cdot i_{\ddot{A}\dot{D}} [i_{\dot{I}}^j - i_{\dot{E}}^k] \omega_1(t). \quad (23)$$

Боковой снос гусеничной машины $y(t)$ определяется уравнением

$$\dot{y}(t) = -V(t) \sin \psi(t). \quad (24)$$

Уравнения (20)-(24) образуют математическую модель криволинейного движения гусеничной машины по пересеченной местности.

Имитация внешних возмущений, действующих на гусеничную машину. Через f_0 обозначим коэффициент сопротивления перематыванию гусеницы при движении по идеально горизонтальной поверхности с заданными свойствами грунта. При движении машины по пересеченной местности неровности трассы приводят к непрерывному изменению коэффициентов сопротивления $f_{\dot{I}}, f_{\dot{E}}$ по бортам машины. Положим

$$\begin{aligned} f_{\dot{I}}(t) &= f_0 + \Delta f_{\dot{I}}(t); \\ f_{\dot{E}}(t) &= f_0 + \Delta f_{\dot{E}}(t), \end{aligned} \quad (25)$$

где $\Delta f_{\dot{I}}(t), \Delta f_{\dot{E}}(t)$ – случайные функции времени, связанные с изменениями моментов сопротивления формулами

$$\begin{aligned} \Delta M_{2\dot{N}\dot{I}}(t) &= \frac{G}{2} r \cdot \Delta f_{\dot{I}}(t); \\ \Delta M_{2\dot{N}\dot{E}}(t) &= \frac{G}{2} r \cdot \Delta f_{\dot{E}}(t). \end{aligned} \quad (26)$$

Кривая спектральной плотности случайной функции $\Delta M_{2\dot{N}}(t)$, полученная путем обработки экспериментальных данных [1], приведена на рис. 2. Анализ кривой спектральной плотности позволяет сделать вывод о наличии двух явно выраженных резонансных пиков на частотах ω_{p1} и ω_{p2} . Частота ω_{p1} является средней частотой повторения неровностей, а частота ω_{p2} – частотой собственных колебаний подрессоренной части корпуса гусеничной машины.

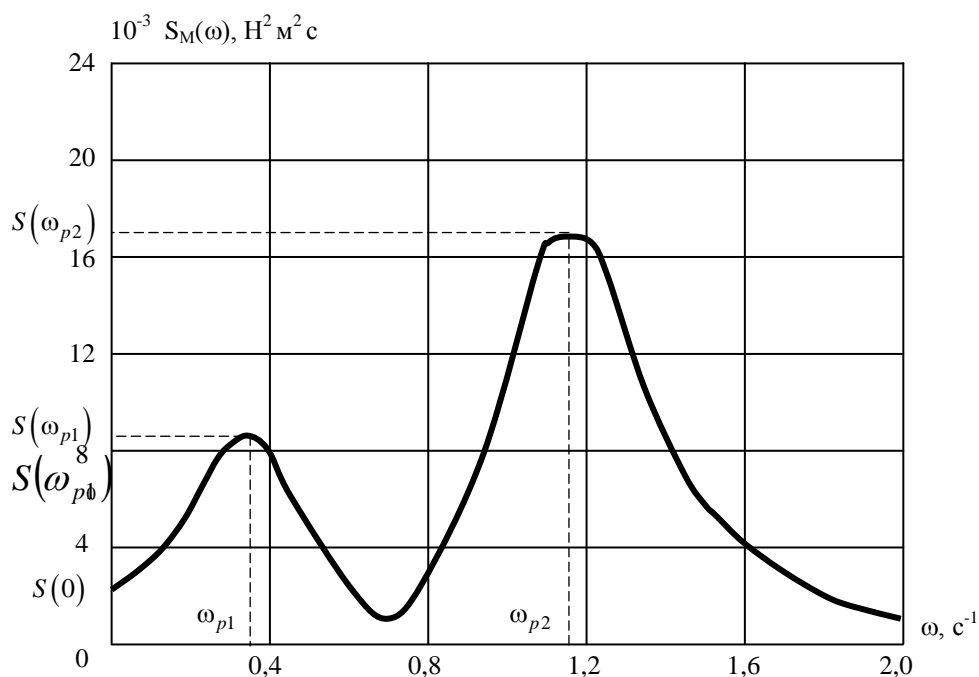


Рисунок 2 – Спектральная плотность величины $\Delta M_{2\dot{N}}(t)$

В соответствии с результатами работы [1] случайная функция $\Delta M_{2\dot{N}}(t)$ может быть получена с помощью формирующего динамического звена, на вход которого подан единичный некоррелированный "белый шум" $\xi(t)$, а на выходе имеет место случайная функция $\Delta M_{2\dot{N}}(t)$ (рис. 3).

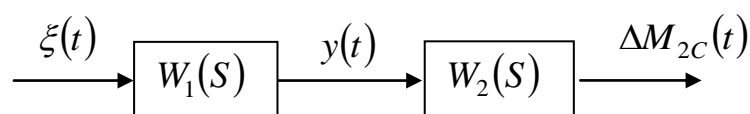


Рисунок 3 – Формирующее звено

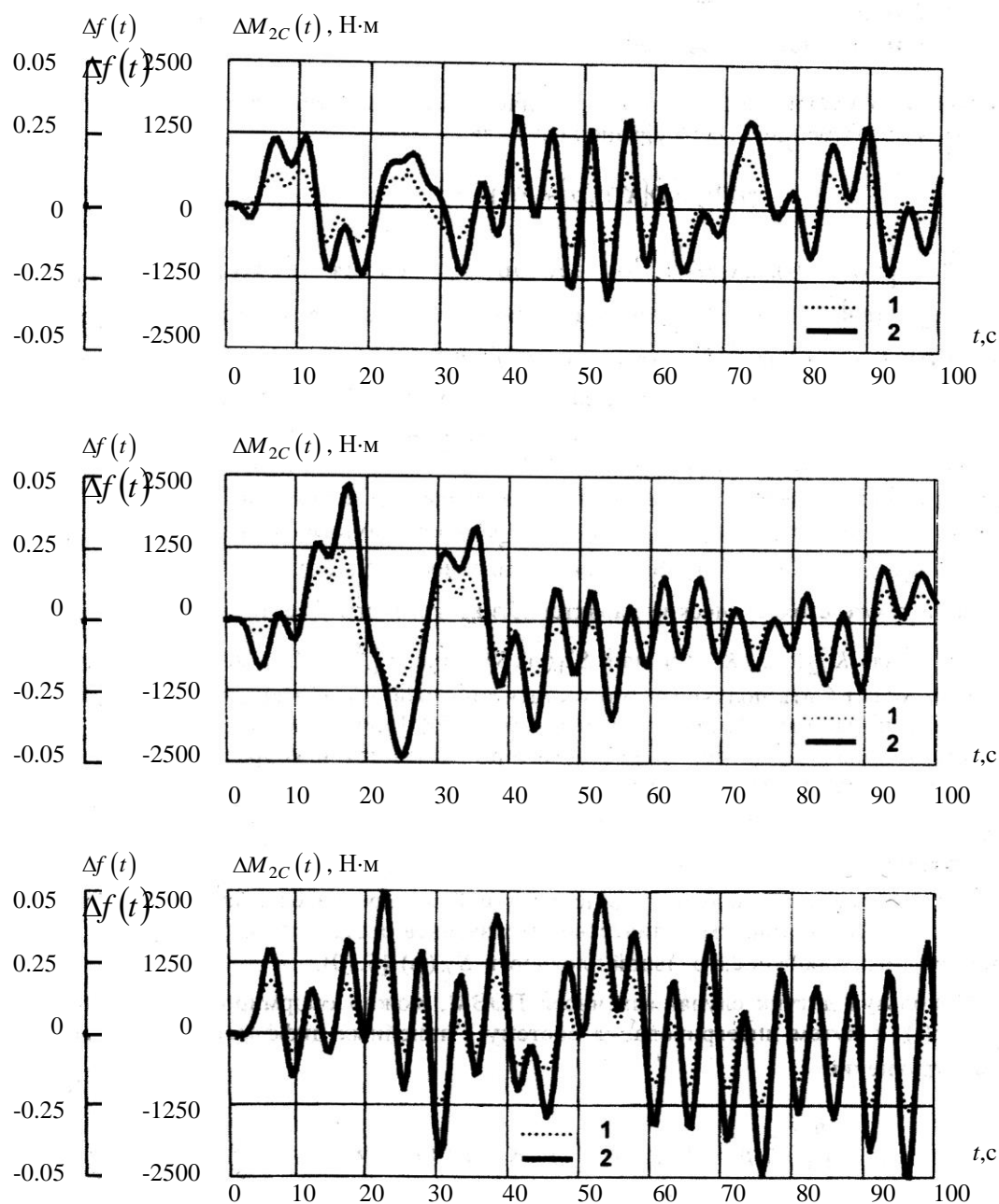


Рисунок 4 – Случайная функция $\Delta M_{2\tilde{N}}(t)$ при различных реализациях "белого шума"

Передаточные функции звеньев, составляющих формирующее звено, имеют вид [1]

$$W_1(S) = \frac{K}{T_{11}^2 S^2 + T_{12} S + 1}; \quad (27)$$

$$W_2(S) = \frac{1}{T_{21}^2 S^2 + T_{22} S + 1}. \quad (28)$$

В соответствии с (28) дифференциальные уравнения, связывающие входные и выходные переменные звеньев, записываются в виде

$$T_{11}^2 \ddot{y}(t) + T_{12} \dot{y}(t) + y(t) = K\xi(t); \quad (29)$$

$$T_{21}^2 \Delta \ddot{M}_{2C}(t) + T_{22} \Delta \dot{M}_{2C}(t) + \Delta M_{2C}(t) = y(t). \quad (30)$$

Постоянные времени T_{11} и T_{21} и коэффициент усиления K , входящие в соотношения (27), (28) и уравнения (29), (30), определяются видом кривой спектральной плотности случайной функции $\Delta M_{2C}(t)$, приведенной на рис. 2 и составляют

$$T_{11} = \frac{1}{\omega_{p1}}; \quad T_{21} = \frac{1}{\omega_{p2}}; \quad K = \sqrt{S(0)}.$$

Постоянные времени T_{12} и T_{22} определяются из соотношений

$$S(\omega_{p1}) = \frac{S(0)}{T_{12}^2 \omega_{p1}^2 \left[\left(1 - \frac{\omega_{p1}^2}{\omega_{p2}^2} \right)^2 + \omega_{p1}^2 T_{22}^2 \right]};$$

$$S(\omega_{p2}) = \frac{S(0)}{T_{22}^2 \omega_{p2}^2 \left[\left(1 - \frac{\omega_{p2}^2}{\omega_{p1}^2} \right)^2 + \omega_{p2}^2 T_{12}^2 \right]}.$$

На рис. 4 приведены решения системы (29), (30) при нулевых начальных условиях и при различных реализациях "белого шума". Алгоритм формирования "белого шума" приведен в работе [5]. Эти решения имитируют внешние возмущения со стороны грунта на гусеничную машину, причем случайные функции $\Delta M_{2C}(t)$ и $\Delta f(t)$ связаны между собой соотношениями (26). Кривая 1 на рис. 4 соответствует случайной функции $\Delta f(t)$, а кривая 2 – случайной функции $\Delta M_{2C}(t)$.

Заключение. Разработана имитационная модель движения гусеничной машины с бортовыми ступенчатыми коробками передач при ее движении по пересеченной местности. Модель содержит дифференциальные уравнения (20), (21), (29), (30) и кинематические соотношения (22), (23), (24). С помощью предложенной имитационной модели можно решать задачи параметрического синтеза систем автоматического управления движением гусеничной машины.

Литература

1. Александров Е.Е., Волонцевич Д.О., Лебедев А.Г. и др. Динамика транспортно-тяговых колесных и гусеничных машин. – Харьков, 2001. – 640 с.
2. Александров Е.Е., Богаенко И.Н., Кузнецов Б.И. Многоканальные системы оптимального управления. – К.: Техніка, 1995. – 312 с.
3. Аврамов В.П., Александров Е.Е., Кононенко В.А. Об определении тяговых моментов на ведущих колесах гусеничной машины // Теория механизмов и машин. – 1980. – Вып. 28. – С. 87-90.
4. Аврамов В.П., Александров Е.Е., Кононенко В.А. Об определении моментов нагрузки на коленчатом валу двигателя внутреннего сгорания при криволинейном движении гусеничной машины // Динамика и прочность машин. – 1979. – Вып. 29. – С. 111-114.
5. Александрова Т.Е. Исследовательский стенд для натурных испытаний элементов моторно – трансмиссионного отделения гусеничных машин специального назначения // Вестник Харьковского государственного автомобильно – дорожного технического университета. – 2001. – вып. 15-16. – С. 180-182.